

Mgr inż. Paweł BAGIŃSKI
Mgr inż. Łukasz BREŃKACZ
Dr Inż. Marcin ŁUCZAK
Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku

ANALIZA MODALNA KONSTRUKCJI STANOWISKA BADAWCZEGO DYNAMIKI MAŁOGABARYTOWYCH WIRNIKÓW PRZY WYKORZYSTANIU WZBUDNIKÓW DRGAŃ CZEŚĆ I. BADANIA EKSPERYMENTALNE

Streszczenie: W artykule przedstawiono przebieg i wyniki eksperymentalnej analizy modalnej konstrukcji stanowiska do badania wirników małogabarytowych, które miały w drugiej części pracy posłużyć do weryfikacji stworzonego modelu symulacyjnego. Wymuszeniem były dwa wzbudniki drgań, modulem akwizycji danych był SCADAS Mobile, a środowiskiem, w którym pracowano był Test.Lab 11 B. Obiekt badań podwieszono na elastycznych linach by wyeliminować wpływ warunków podparcia. Przeprowadzono analizę poprawności pomiarów oraz sprawdzono liniowość badanego obiektu. Uzyskano wizualizacje postaci modalnych, częstości drgań oraz współczynniki tłumienia.

MODAL ANALYSIS OF CONSTRUCTION OF THE SMALL SCALE ROTOR DYNAMICS TEST RIG USING VIBRATION EXCITER PART I. EXPERIMENTAL STUDY

Abstract: The paper presents the progress and results of experimental modal analysis test rig design to study small-scale rotors, which were in the second part used to verify the simulation model was built. Extortion was two shakers, a data acquisition module was SCADAS Mobil, and the environment in which they worked was Test.Lab 11 B. The object of research on flexible on lines suspended to eliminate the influence of the support. An analysis of the accuracy of measurements and checked the linearity test object. Visualization was obtained as a modal mode, natural frequencies and damping coefficients.

1. WPROWADZENIE

Analiza modalna jest powszechnie stosowaną w praktyce techniką badania własności dynamicznych obiektów mechanicznych. W wyniku przeprowadzenia tej analizy otrzymuje się model modalny w postaci zbioru częstości własnych, postaci drgań oraz współczynników tłumienia. Znajomość tych parametrów umożliwia przewidywanie zachowania się obiektu na skutek dowolnych zaburzeń równowagi. Jest ona stosowana dla celów modyfikacji konstrukcji, diagnostyki stanu konstrukcji, syntezy sterowania w układach aktywnej redukcji drgań oraz weryfikacji i walidacji modeli numerycznych, takich jak modele elementów skończonych czy elementów brzegowych [1, 2]. Analiza modalna może być stosowana, jeżeli spełnione są następujące założenia [2]:

- układ jest liniowy i jego dynamika może być opisana za pomocą liniowego układu równań różniczkowych zwyczajnych lub cząstkowych;
- współczynniki równań opisujących dynamikę obiektu są stałe w czasie pomiarów;
- układ jest obserwowalny i istnieje możliwość pomiaru wszystkich charakterystyk, których znajomość jest niezbędna do identyfikacji modelu;

- badany układ spełnia zasadą wzajemności Maxwella;
- tłumienie w układzie jest małe lub proporcjonalne.

Ważnym ograniczeniem stosowania analizy modalnej jest założenie o ograniczonej liczbie stopni swobody badanego układu, z czym wiąże się wymiar macierzy mas, sztywności i tłumienia oraz liczba teoretycznych częstości własnych i postaci drgań. Mimo tak silnych obwarowań co do zakresu stosowalności analizy modalnej, jest ona używana coraz częściej do rozwiązywania wielu problemów, a nabywane doświadczenia badawcze wskazują na nowe możliwości jej aplikacji [3].

2. CEL PRACY

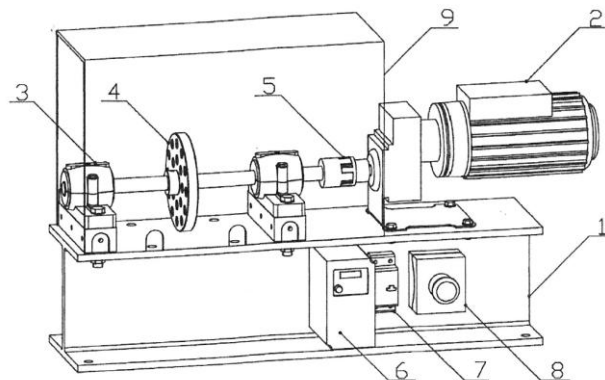
Głównym celem eksperymentalnej analizy modalnej stanowiska VIBstand było uzyskanie wiarygodnych wyników w postaci wektorów modalnych, częstotliwości drgań własnych oraz współczynników tłumienia, które posłużą do weryfikacji metod modelowania oraz weryfikacji i walidacji modeli numerycznych na podstawie badanego obiektu. Po przeprowadzeniu eksperymentu poznamy szczegółowe własności badanego obiektu. Równocześnie podczas prac udoskonalano technikę pomiarową.

3. OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań było stanowisko badawczo-laboratoryjne VIBstand służące do badania małogabarytowego wirnika (rys. 1), nazywane w dalszej części pracy stanowiskiem VIBstand bądź obiektem badań. Konstrukcja stanowiska pozwalała na symulację niesprawności, takich jak:

- uszkodzenie łożysk na bieżni zewnętrznej, wewnętrznej oraz uszkodzenie kulki
- niewspółosiowość kątowna uzyskana przez zmianę pozycji podpory lub równoległa przez podłożenie podkładek pod podpory
- niewyrównoważenie wału symulowane poprzez wkręcenie pręta gwintowanego w otwory w tarczy
- uszkodzenie przekładni, efekt uzyskany poprzez odpowiedni jej dobór, tak by przypominała pracę przekładni pracującej przez długi czas
- luzy posadowienia, które można by uzyskać przez poluzowanie śrub mocujących podpory.

Charakter każdego z możliwych uszkodzeń zmienia się w zależności od wartości prędkości obrotowej. Jej regulacja odbywa się za pomocą falownika [4].



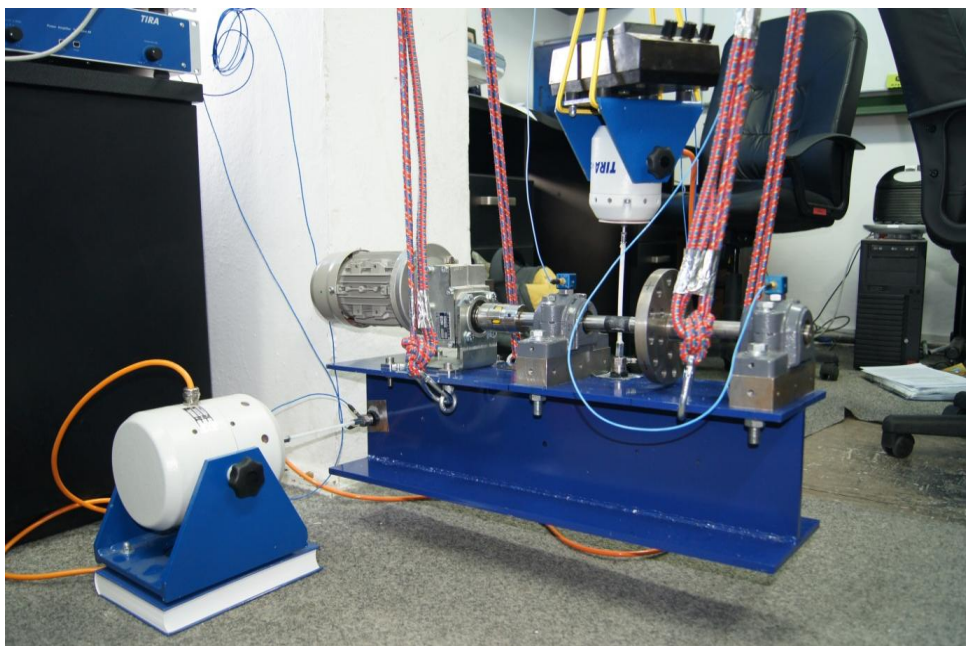
Rys. 1. Schemat stanowiska VIBstand [4]

1. Podstawa
2. Motoreduktor o mocy 0,25 [kW] i przełożeniu $i = 2,8$
3. Łożyska 1205 EKTN9 produkcji SKF w oprawach
4. Tarcza osadzona na wale (istnieje możliwość dodania niewyważenia)
5. Sprzęgło kołowe z wkładką gumową dopuszczające nieosiowość
6. Falownik
7. Bezpiecznik
8. Przycisk awaryjnego wyłączenia
9. Osłona ze szkła organicznego

Wszystkie podzespoły, takie jak falownik, bezpiecznik, moduł akwizycji danych, były osadzone na metalowej szynie i zamocowane do dwuteownika. Przed pomiarem szyna z elementami elektronicznymi oraz szkło organiczne zostały zdemontowane. Miało to na celu uproszczenie badań i niewprowadzanie do układu niepotrzebnych zakłóceń. Masa stanowiska wynosiła ok. 45 kg [5], długość 67,5 cm, szerokość 18 cm, wysokość 33 cm.

4. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO

Poprzez określenie stanowisko badawcze rozumiano zamocowane stanowisko VIBstand połączone elastyczną liną do sufitu, a konkretnie do belki nośnej, za pomocą karabińczyków oraz aparaturę pomiarową. Celem tego było uzyskanie warunków brzegowych typu free-free, czyli sytuacji, w której żaden z elementów stanowiska nie mógł mieć odebranych stopni swobody (rys. 2).



Rys. 2. Stanowisko badawcze. Stanowisko VIBstand podwieszane do sufitu, wzбудniki drgań, aparatura pomiarowa

Wymuszenie zostało zrealizowane przez wzбудniki firmy TIRA (rys. 3) za pomocą elastycznych łączników wykonanych ręcznie z pręta z tworzywa sztucznego oraz odpowiednich nakrętek. Łączniki łączyły wzбудniki i głowice impedancyjne, które to zostały zamocowane do stanowiska za pomocą żywicy.



Rys. 3. Wzбудniki drgań: TIRA TV 50018 (po lewej) oraz TIRA TV S 51110 (po prawej)

Podstawowe dane techniczne poszczególnych wzбудników drgań zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe dane techniczne poszczególnych wzбудników drgań

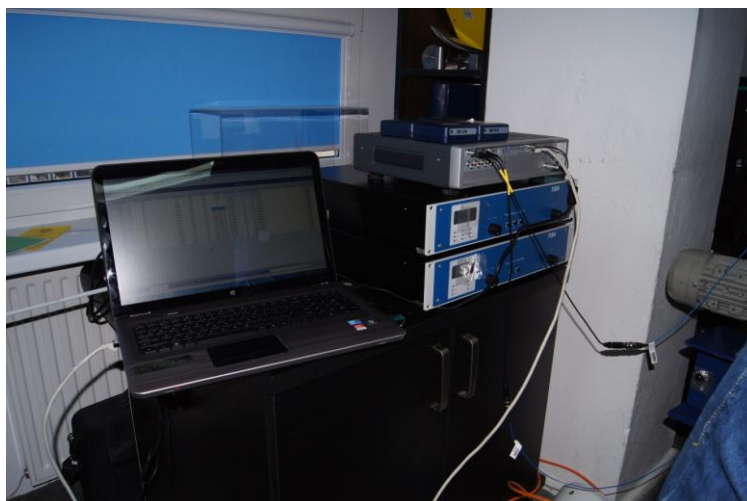
| | TIRAvib 50018 | TIRAvib S 51110 |
|-------------------------------------|-----------------|------------------|
| Siła znamionowa (sinus/random) | 18 [N] | 100 [N] / 70 [N] |
| Zakres częstotliwości | 2 [Hz]-18 [kHz] | 2 [Hz] – 7 [kHz] |
| Maks. przyspieszenie (sinus/random) | 65 [g] | 45 [g] / 30 [g] |
| Efektywnie poruszana masa | 28 [g] | 0.23 [kg] |
| Waga całego wzбудnika | 5 [kg] | 12 [kg] |

Wzбудniki zostały połączone ze wzmacniaczami TIRA BAA60 oraz TIRA BAA 120 (rys. 4), które przetwarzały sygnał wejściowy i przekazywały napięcie na wzбудniki. Podstawowe parametry techniczne wzmacniaczy podano w tabeli 2.

Tabela 2. Podstawowe parametry techniczne wzmacniaczy wzбудników drgań

| | BAA 60 | BAA 120 |
|------------------------------|---------------|---------------|
| Ciągły sinus – moc fali | 60 [VA] | 120 [VA] |
| Zakres mocy | DC – 20 [kHz] | DC – 20 [kHz] |
| Nominalne napięcie wyjściowe | 16 [V] | 22 [V] |
| Prąd wyjściowy | 3,8 [A] | 5,5 [A] |
| Rezystancja wejściowa | >10 [kOhm] | >10 [kOhm] |
| Stosunek sygnału do szumu | >80 [dB] | >90 [dB] |

Jednostką sterującą i modułem akwizycji danych był SCADAS mobile firmy LMS. Użyty analizator posiadał 16 wejść, jako kanały pomiarowe oraz dwa wejścia pod tachometry i dwa wyjścia np. do sterowania wzmacniaczami wzбудników. Podczas pomiarów użyto dwóch głowic impedancyjnych (PCB 288D01). Każda z nich zajmowała 2 tory pomiarowe, gdyż mierzyła równocześnie siłę oraz przyspieszenie. Ponadto użyto dwóch akcelerometrów trójosiowych (PCB M356B08), które zajęły łącznie 6 wejść. Przewody łączące czujniki z SCADASEM były ekranowane i przeznaczone do pomiarów. SCADAS był połączony z laptopem zawierającym oprogramowanie Test.Lab poprzez łącze Ethernet.

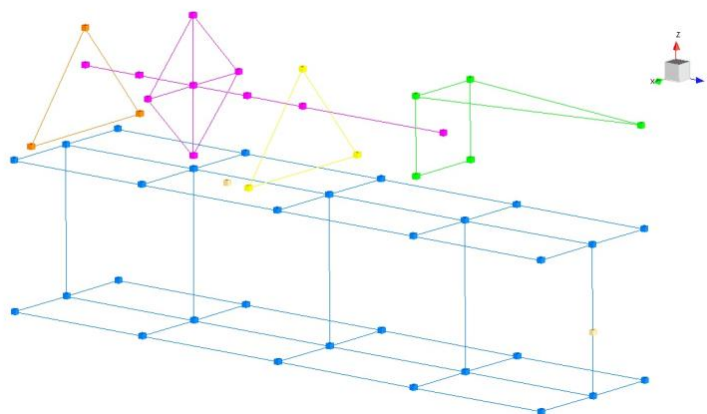


Rys. 4. Część aparatury pomiarowej. Laptop z Oprogramowaniem Test.Lab 11B, wzmacniacze wzbudników oraz SCADAS

Test.Lab to oprogramowanie wielofunkcyjne zbudowane modułowo tak, by można było dopasować program do konkretnych pomiarów. Software skonfigurowany podczas analizy modalnej VIBstand pozwalał na stworzenie geometrii, skalibrowanie czujników i wyznaczenie odpowiednich zakresów pomiarowych, sterowanie wzbudnikami, zarejestrowanie wymuszenia i odpowiedzi, estymację i wybór parametrów modalnych oraz wizualizację postaci modalnych.

5. PRZEBIEG EKSPERYMENTALNEJ ANALIZY MODALNEJ

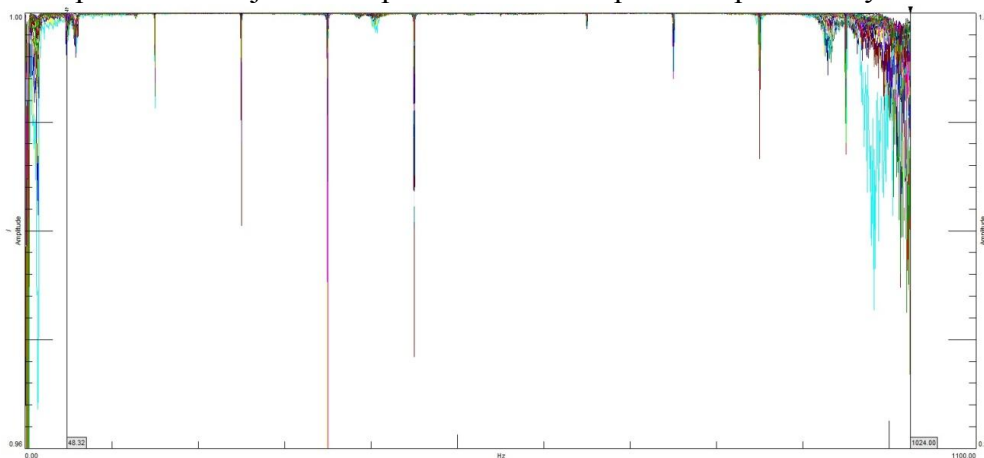
Pierwszym etapem było sporządzenie modelu symulacyjnego, ażeby określić miejsca wymuszenia przez wzbudniki oraz określić punkty pomiaru tak, by nie występowały w punktach węzłów drgań. Do pre-testu użyto oprogramowania ABAQUS. Analizę wykonano dla warunków free-free i na podstawie tej analizy określono punkty pomiaru i lokalizację punktów wymuszających. Zbudowano geometrię w module „geometry”, która zawierała wszystkie punkty pomiaru (rys. 5).



Rys. 5. Geometria stworzona w programie Test.Lab

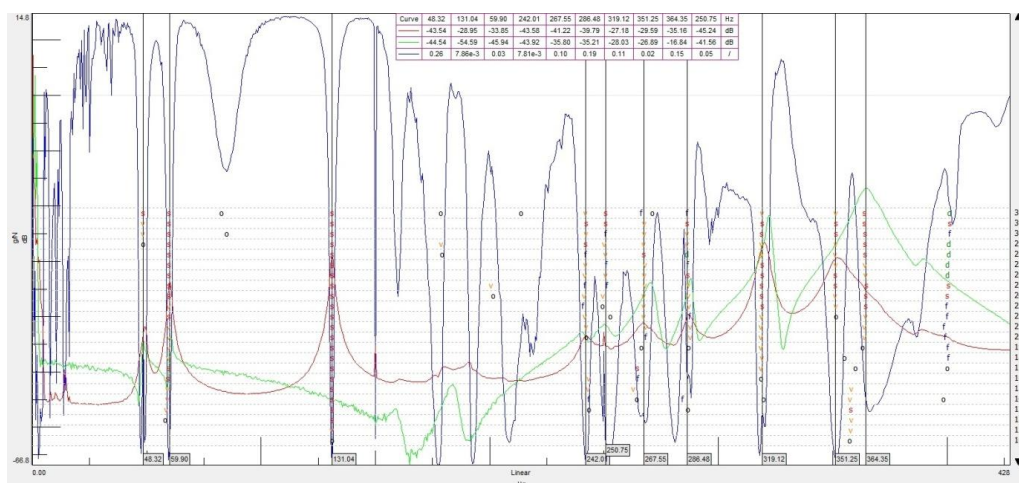
Następnie określono kierunki i przypisano odpowiednim czujnikom tory pomiarowe. Ustawienia pomiarowe, szerokość pasma – 1024 [Hz], linia widmowa – 2048, rozdzielczość – 0,5 [Hz], czas akwizycji danych – 2 [s], parametrów analizy modalnej stanowiska VIBstand. Wymuszenie miało charakter białego szumu z ustawionym poziomem wymuszenia 0,5 V.

Właściwy pomiar polegał na zamocowaniu dwóch czujników na obiekcie badań i zadaniu wymuszenia w 15 seriach oraz obserwacji koherencji pomiędzy wymuszeniem a odpowiedzią (rys. 6). Jeżeli koherencja uznana została za prawidłową (energia wymuszenia została zamieniona na drgania obiektu), następowała zmiana miejsca zamocowania czujników. Liczba zmian położenia czujników odpowiadała liczbie punktów pomiarowych.



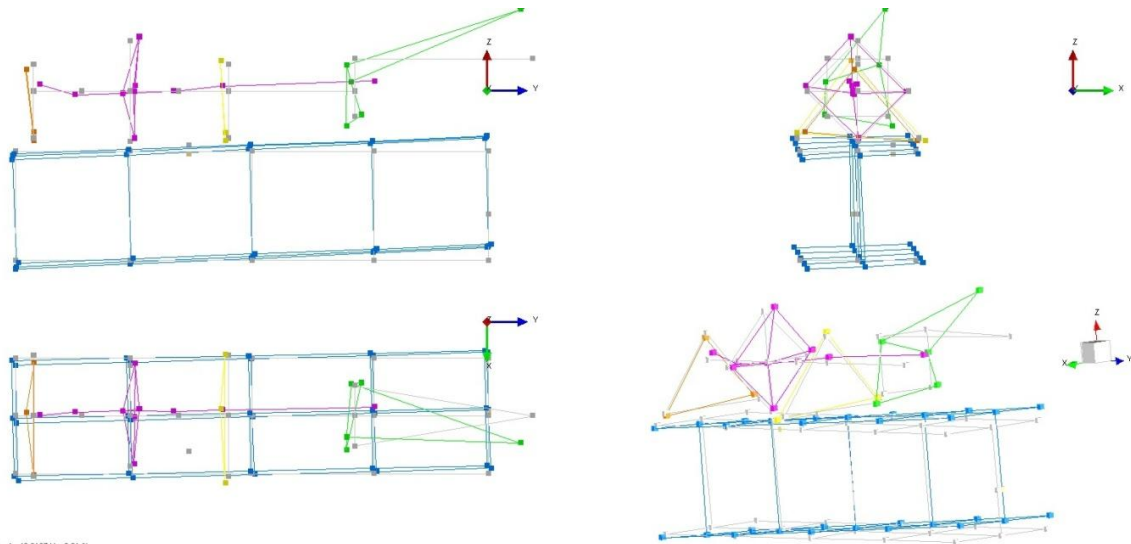
Rys. 6. Koherencja podczas wszystkich serii pomiarowych

Czujniki trójosiowe zamocowywane były za pomocą magnetycznej podkładki. Wyjątkiem były punkty na wirniku, gdzie mała krzywizna nie pozwalała na odpowiednie zamocowanie. W tym przypadku użyto podkładki z tworzywa sztucznego oraz specjalnego wosku. Kiedy wszystkie punkty zostały pomierzone, kolejnym etapem była walidacja pomierzonych odpowiedzi oraz ich estymacja. Wybrano zakres częstotliwości od 0 do 500 [Hz], w którym możemy zaobserwować pierwsze postaci modalne. Został sporządzony diagram stabilizacyjny (rys. 7) dla następujących współczynników: maksymalny rząd wielomianu 32, minimalny rząd wielomianu 1, krok estymacji 1.



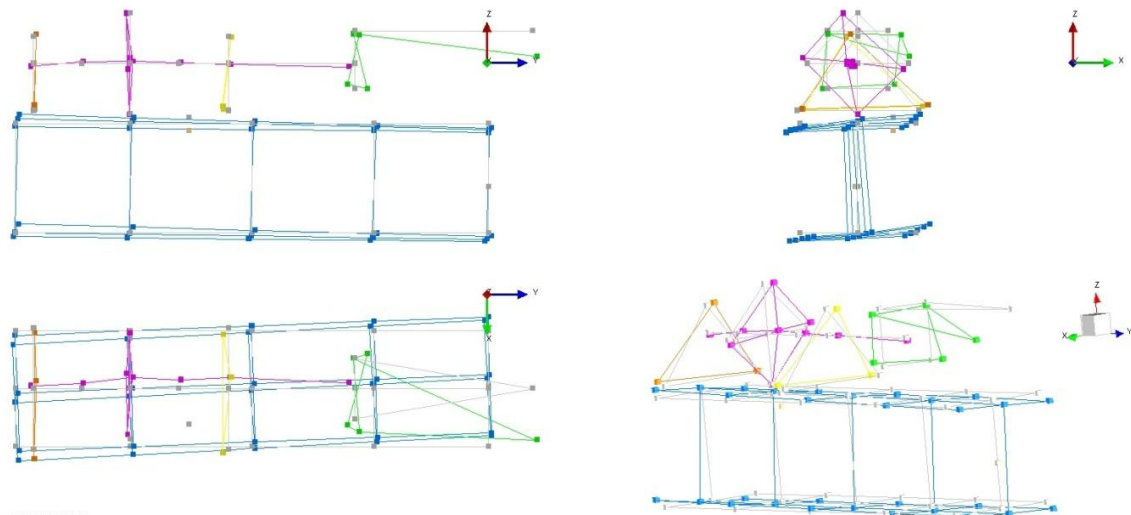
Rys. 7. Diagram stabilizacyjny

Wybrano bieguny stabilne ze względu na częstotliwość, współczynnik tłumienia i wektor modalny, występujące przy częstotliwości, dla której na charakterystyce częstotliwościowej znajduje się maksimum. Następnym etapem była obserwacja animowanych drgań modelu dla wybranych częstości własnych. Na rysunkach 8-11 przedstawiono cztery pierwsze postaci drgań, częstości i współczynniki tłumienia dla wybranych częstości własnych. Liczba wszystkich wybranych postaci w określonym zakresie wynosiła dziesięć, co przedstawia tabela 3.



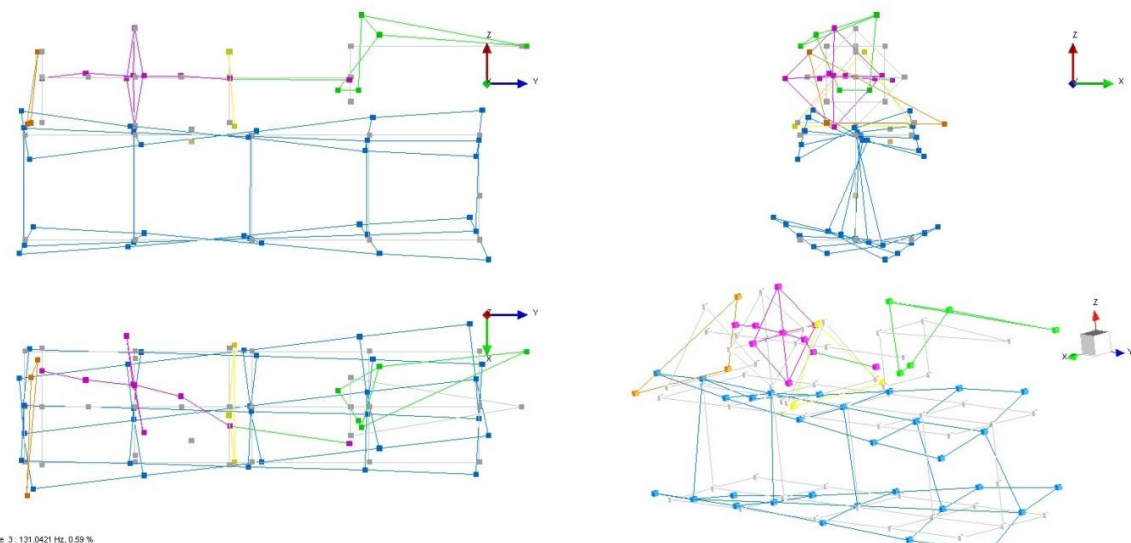
Mode 1 : 48.3197 Hz, 0.81 %

Rys. 8. Pierwsza postać drgań własnych stanowiska VIBStand. Częstotliwość 48,32 [Hz] oraz tłumienie 0,81 [%]



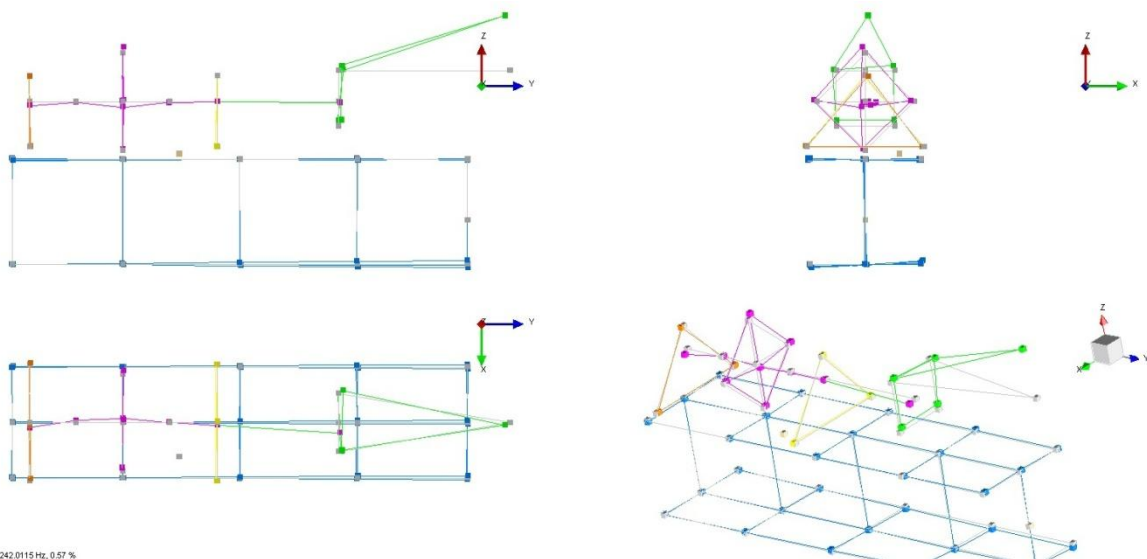
Mode 2 : 59.8946 Hz, 1.12 %

Rys. 9. Druga postać drgań własnych stanowiska VIBStand. Częstotliwość 59,89 [Hz] oraz tłumienie 1,12 [%]



Mode 3 : 131.0421 Hz, 0.59 %

Rys. 10. Trzecia postać drgań własnych stanowiska VIBStand. Częstotliwość 131,04 [Hz] oraz tłumienie 0,59 [%]



Rys. 11. Czwarta postać drgań własnych stanowiska VIBstand. Częstotliwość 242,01 [Hz] oraz tłumienie 0,57 [%]

Warunek dotyczący tłumienia w układzie został spełniony, ponieważ przy wybranych postaciach drgań nie przekracza 1,5 [%]

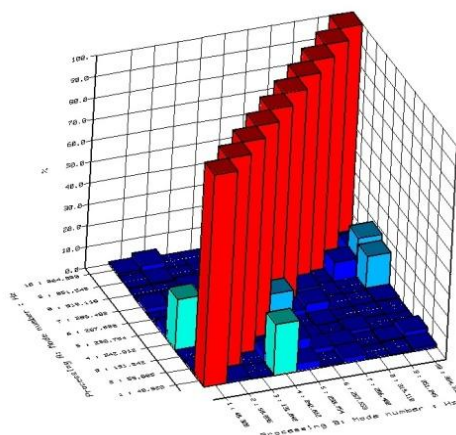
Tabela 3. Wszystkie wybrane postacie drgań, częstotliwość i tłumienie

| Częstości drgań własnych | Częstotliwość [Hz] | Tłumienie [%] |
|--------------------------|--------------------|---------------|
| 1 | 48,32 | 0,81 |
| 2 | 59,895 | 1,12 |
| 3 | 131,042 | 0,59 |
| 4 | 242,012 | 0,57 |
| 5 | 250,754 | 0,81 |
| 6 | 267,553 | 0,80 |
| 7 | 286,482 | 0,58 |
| 8 | 319,118 | 0,33 |
| 9 | 351,245 | 0,87 |
| 10 | 364,353 | 0,87 |

6. WYNIKI EKSPERYMENTALNEJ ANALIZY MODALNEJ

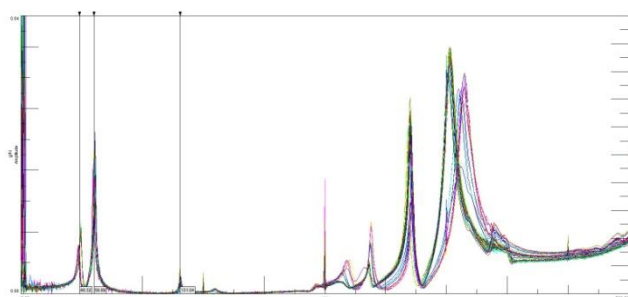
Wizualizacje postaci modalnych pozwoliły określić, które części stanowiska VIBstand poruszają się przy danej częstotliwości. Układ napędowy pozwala na rozpędzenie wirnika do prędkości 3300 [obr/min], czyli 55 [Hz]. Można przypuszczać, że wystąpi pierwsza postać modalna. Charakteryzuje się ona drganiami dwuteownika w kierunku pionowym. Silnik drga w płaszczyźnie nachylonej pod kątem 45° do płaszczyzny symetrii podstawy. Może być to spowodowane nierównomiernym rozkładem masy w silniku lub niesymetrycznym podparciem silnika. Drgania silnika i podstawy były dominujące, ale można też było zauważyć niewielkie drgania wirnika. Kształt tych drgań przypominał pierwszą giętną

wirnika. Aby sprawdzić, czy wybrane postaci modalne zostały dobrze estymowane, poddano je weryfikacji narzędziem do walidacji AUTO-MAC (rys. 12), które oblicza korelacje pomiędzy różnymi postaciami [6]. Można stwierdzić, że pomiary zostały wykonane poprawnie, ponieważ żadna z wybranych postaci nie ma znaczącego udziału w innej postaci.



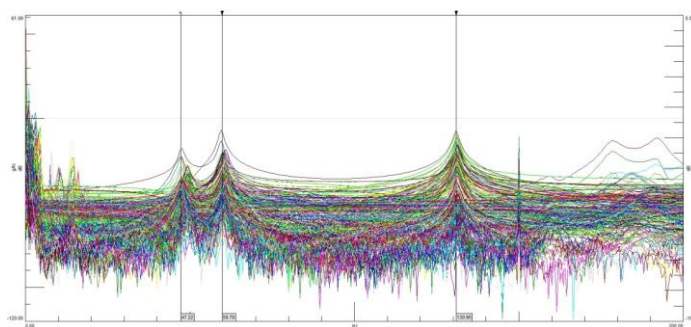
Rys. 12. Kryterium AUTO MAC dla wybranych parametrów modalnych

Aby sprawdzić zasadę wzajemności Maxwella, przedstawiono na jednym wykresie odpowiedzi w dwóch punktach (rys. 13), w których zostało zadawane wymuszenie. Charakterystyki nakładają się na siebie w całym wybranym zakresie.



Rys. 13. Przebieg odpowiedzi w punktach wymuszenia dla wszystkich serii pomiarowych

Podczas przeprowadzania badania zaobserwowano również zależność masy czujnika trójosiowego (38 g) na uzyskane charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe (rys. 14). W wybranym zakresie 0-200 [Hz] znajdują się trzy pierwsze postaci modalne, z czego 1316 razy lżejszy od badanego stanowiska czujnik wykazywał wpływ na dwie pierwsze. Powodował przesunięcie charakterystyk o 1 [Hz], co trzeba będzie uwzględnić przy weryfikacji z modelami symulacyjnymi stanowiska VIBstand.



Rys. 14. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa stanowiska VIBstand

7. WNIOSKI

Wyniki eksperymentalnej analizy modalnej stanowiska VIBstand można uznać za wiarygodne. Punkty geometrii stworzonego modelu w Test.Lab tworzą scaloną strukturę podczas wizualizacji – zachowują zgodności kierunków drgań i zależności geometryczne. Na podstawie tych badań można weryfikować stworzony model symulacyjny. Na podstawie uzyskanych wyników można by także modyfikować konstrukcje w zależności od potrzeb. Silnik, a dokładnie jego podpora, jest elementem konstrukcji, który w pierwszej kolejności powinien być zmieniony.

Badania wykonano w ramach projektu kluczowego nr POIG.01.01.02-00-016/08 pt. „Modelowe kompleksy agroenergetyczne jako przykład kogeneracji rozproszonej opartej na lokalnych i odnawialnych źródłach energii”.

LITERATURA

- [1] Uhl T., Batko W.: *Wybrane problemy diagnostyki maszyn*, CCATIE, Kraków 1996.
- [2] Uhl T., Lisowski W., Bochniak W.: *Problemy dostrajania modeli elementów skończonych*, AGH, Kraków 2000.
- [3] Uhl T.: *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*, WNT, Warszawa 1997.
- [4] Barszcz T., Urbanek J.: *Monitorowanie i diagnostyka maszyn wirnikowych. Praktyczny podręcznik wibrodiagnostyki*, WNITE, Kraków 2008.
- [5] Żywica G., Bagiński P., Breńkacz Ł.: *Analiza modalna konstrukcji podpierającej stanowiska badawczego dynamiki małogabarytowych wirników. Część pierwsza – badania eksperymentalne*, materiały konferencyjne, Wisła 2012.
- [6] Theory documents Test.Lab 11B.